

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Posouzení a úpravy převodovky pro retardér Tatra 815
Assessment and Modification of the Gearbox for Tatra 815
Retarder

Student:

Ondřej Kopečný

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Daniel Pišťáček, PhD.

Ostrava 2013

Zadání bakalářské práce

Student: **Ondřej Kopečný**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: Posouzení a úpravy převodovky pro retardér Tatra 815
Assessment and Modifications of the Gearbox for Tatra 815 Retarder

Zásady pro vypracování:

1. Stručný popis a princip zařízení.
2. Rozbor stávajícího stavu.
3. Návrh úprav převodovky retardéru.
4. Zadané parametry a obsah práce:
 - převodovka pro retardér TELMA FOCAL 3300 (max. moment 3300 Nm, max. otáčky 3600 1/min)
 - rozbor stávajících geometrických parametrů ozubených kol
 - návrh úprav převodovky (kola, ložiska, hřídele)
 - výpočty únosností kol, ložisek a hřídelů
 - v přílohách výkres sestavy a vybraný výrobní výkres.

Seznam doporučené odborné literatury:

LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. 3. dopl. vyd. Úvaly: Albra – pedagogické nakladatelství, 2006, 914 s. ISBN 80-7361-033-7.

MORAVEC, V.: *Konstrukce strojů a zařízení II.: Čelní ozubená kola*. 1. vyd. Montanex, a.s. Ostrava, 2001, 291 s. ISBN 80-7225-051-5.

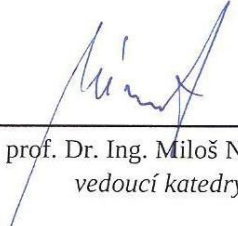
Dokumentace stávající převodovky.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

Ondřej Kopečný

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje kvalifikační práce budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce: Ondřej Kopečný

Adresa trvalého pobytu autora práce: Záhumenní 149, Kopřivnice

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

KOPEČNÝ, O. *Posouzení a úpravy převodovky pro retardér Tatra 815 : bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2013, 34 s. Vedoucí práce: Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

Obsahem práce bylo posoudit převodovku pro retardér Telma Focal 3300 a navrhnout její úpravy. První část bakalářské práce se zabývá rozdělením retardérů a popisem jejich funkce. Rovněž byl nastíněn způsob montáže a zástavby na vozidle Tatra 815. Problémy, které se týkaly převodovky, jako např. těžkost chodu a hlučnost, byly popsány v další části práce. Zde byly také uvedeny parametry zadané převodovky. Úpravy byly provedeny v oblasti ozubených kol a ložisek. Ozubená kola byla zkontrolována pomocí software vyvinutého na katedře. Na základě silového rozboru převodovky byla navržena nová ložiska, která byla zkontrolována. Dosažené výsledky této práce jsou patrné v přílohách bakalářské práce.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

KOPEČNÝ, O. *Assessment and Modification of the Gearbox for Tatra 815 Retarder: Bachelor thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2013, 34 p. Thesis head: Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

The function of this text is to review a gearbox for retarder Telma Focal 3300 and design some adjustments. First part of this bachelor thesis engages in classification of retarders and describing their functions. There was suggested a way of assembling and construction on vehicle Tatra 815 too. Problems related with a gearbox as for example difficulty running and noise was described in the next part of text. There were introduced parameters of the gearbox too. Adjustments were made in area of cogwheels and bearings. Gear wheels were controlled with software which had been developed on faculty. Based on strength analysis of the gearbox there was designed new bearings which was verified. Results achieved by this bachelor thesis are situated in enclosure.

Obsah

SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ, SYMBOLŮ A ZKRATEK	2
ÚVOD	4
1 Retardér	5
1.1 Základní druhy retardérů.....	5
1.2 Elektromagnetický retardér TELMA	6
1.3 Elektromagnetický retardér TELMA FOCAL 3300	7
2 Rozbor stávajícího stavu převodovky	9
2.1 Rozbor stávajícího stavu ozubených kol.....	9
2.2 Rozbor stávajícího uložení v kuželíkových ložiscích	10
3 Návrh nové geometrie soukolí.....	11
3.1 Zjednodušená pevnostní kontrola ozubení.....	14
4 Kontrola ložisek.....	15
4.1 Stávající ložiska:	15
4.2 Výpočet sil vznikajících od ozubení	15
4.3 Výpočet reakcí	18
4.4 Volba nových ložisek:.....	22
4.5 Kontrola nových ložisek	24
4.6 Axiální zajištění ložiska 4	27
5 Model převodovky.....	29
6 Závěr	30
Seznam použité literatury.....	32
Seznam příloh.....	33

SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ, SYMBOLŮ A ZKRATEK

Značení	Význam	Jednotka
B	Šířka ložiska	mm
C	Základní dynamická únosnost	kN
C ₀	Základní statická únosnost	kN
D	Vnější průměr ložiska	mm
D _a	Průměr hlavové kružnice	mm
D _f	Průměr patní kružnice	mm
F _a	Axiální síla	N
F _{dh}	Přenesitelná axiální síla	N
F _{dk}	Přenesitelná axiální síla v závislosti na zaoblení	N
F _r	Radiální síla	N
F _t	Obvodová síla	N
L _{10h}	Provozní trvanlivost	N
M _{k1}	Vstupní krouticí moment	Nm
M _{k2}	Výstupní krouticí moment	Nm
M _o	Ohybový moment od axiální síly	Nm
R _{A1}	Výsledná silová radiální reakce v bodě A1	N
R _{B1}	Výsledná silová radiální reakce v bodě B1	N
R _{A2}	Výsledná silová radiální reakce v bodě A2	N
R _{B2}	Výsledná silová radiální reakce v bodě B2	N
R _a	Výsledná axiální síla	N
R _{xyA1}	Silová radiální reakce v rovině x – y v bodě A1	N
R _{xyB1}	Silová radiální reakce v rovině x – y v bodě B1	N
R _{xyA2}	Silová radiální reakce v rovině x – y v bodě A2	N
R _{xyB2}	Silová radiální reakce v rovině x – y v bodě B2	N

R_{zyA1}	Silová radiální reakce v rovině $z - y$ v bodě A1	N
R_{zyB1}	Silová radiální reakce v rovině $z - y$ v bodě B1	N
R_{zyA2}	Silová radiální reakce v rovině $z - y$ v bodě A2	N
R_{zyB2}	Silová radiální reakce v rovině $z - y$ v bodě B2	N
P	Ekvivalentní dynamické zatížení	kN
P_0	Ekvivalentní statické zatížení	kN
S_0	Statická bezpečnost	-
S_f	Bezpečnost únavového namáhání na ohyb	-
S_h	Bezpečnost únavového namáhání na dotyk	-
d_1	Průměr roztečné kružnice pastorku	mm
d_2	Průměr roztečné kružnice kola	mm
h_a	Výška hlavy zubu	mm
h_f	Výška paty zubu	mm
m_n	Normální modul	mm
x_1	Korekce pastorku	-
x_2	Korekce kola	-
z	Počet zubů	-
α_n	Normální úhel záběru	°
α_w	Pracovní osová vzdálenost	mm
β	Úhel boční křivky zubu	°
ε_γ	Celkový součinitel záběru	-
ρ_f	Poloměr zaoblení paty zubu	mm
η	Účinnost ozubeného soukolí	-

ÚVOD

Pro brzdění nákladních automobilů nestačí použití základních typů brzd. Proto se používá provozní odlehčovací brzda, tedy retardér. Ten přeměňuje stejně jako ostatní typy brzd kinetickou energii na teplo, avšak bez tření. Pro montáž tohoto zařízení na nákladní automobil, v tomto případě se jedná o Tatra 815, je použita jednostupňová převodovka. Převodovka je určena pro montáž na přírubu nosné roury vozidla a to v její koncové části, za účelem následné montáže elektromagnetického retardéru TELMA FOCAL 3300. Převodovka je jednostupňová, rychloběžná s čelními ozubenými koly se šikmými zuby. U této převodovky byl problém ve vysokém zahřívání, hlučnosti a celkové těžkosti chodu a to již ve zkušebním režimu. Jsou tedy provedeny úpravy ozubení, uložení ve valivých ložiscích a celková kontrola zařízení.

1 Retardér

Retardér, zlidovělý výraz pro provozní odlehčovací brzdu, nahrazuje běžné typy brzdných systémů tam, kde již nejsou účinné. Tato brzda však nelze použít jako zajišťovací (parkovací) brzda. Své výhody nejvíce využije např. při dlouhých klesáních. S takovými zařízeními se můžeme setkat na různých místech. Nákladní kamionová doprava, železniční doprava, autobusová doprava apod.

1.1 Základní druhy retardérů

Retardéry se dělí na čtyři základní druhy:

- **Výfukové brzdy**

Jestliže při sjíždění svahu snížíme či zcela odstavíme dodávku paliva do motoru, jednoduše sundáme nohu z plynu, působí motor na vozidlo stejně jako brzda. S vyššími otáčkami se brzdící účinek motoru zvyšuje. Tento účinek se ještě dá zvýšit omezením, či úplným znemožněním průchodu spalín výfukovým vedením. Uzavření výfukového potrubí se většinou provádí klapkou nebo šoupátkem. Brzdící účinek, tzv. decelerace, je vyvolán přirozenými třecími a čerpacími ztrátami motoru v případě ovladatelné zábrany na výfukovém potrubí posílíme čerpací ztráty.

- **Motorové brzdy**

Používá se u vznětových motorů, především u nákladních automobilů a autobusů. Brzda funguje pouze při zařazeném rychlostním stupni a nevypnuté spojce – mechanické spojení hnacích kol a motoru musí být zachováno. Nejjednodušší varianta je klapka na výfukovém potrubí, podobně jako u výfukové brzdy. Složitější a také dražší je potom dekompresní brzda, tzv. „Jake Brake“. Tato metoda předchozí princip rozšiřuje o zásah do časování ventilů.

- **Hydrodynamické brzdy**

Funguje na principu přeměny mechanické energie na teplo pomocí tření kapaliny. V podstatě se jedná o hydrodynamickou spojku, ve které je zablokováno turbínové kolo. Brzda je složena ze statoru a rotoru, který je poháněn hnacím hřídelem. Stator i rotor jsou opatřeny lopatkami, mezi kterými díky odstředivé síle proudí brzdné médium, zpravidla hydraulický olej. Brzdný účinek je plynulý a bez rázů. Takovými to brzdami se zabývá např. firma Voith Turbo GmbH.

- **Elektrodynamické brzdy**

Zařízení, které mění kinetickou energii na energii elektrickou. Tato elektrická energie je buď ztracena (přeměněna na teplo) nebo rekuperována zpět do napájecí sítě. Elektrodynamickou brzdou může být prakticky každý elektrický generátor (dynamo, alternátor), v praxi se ovšem moc

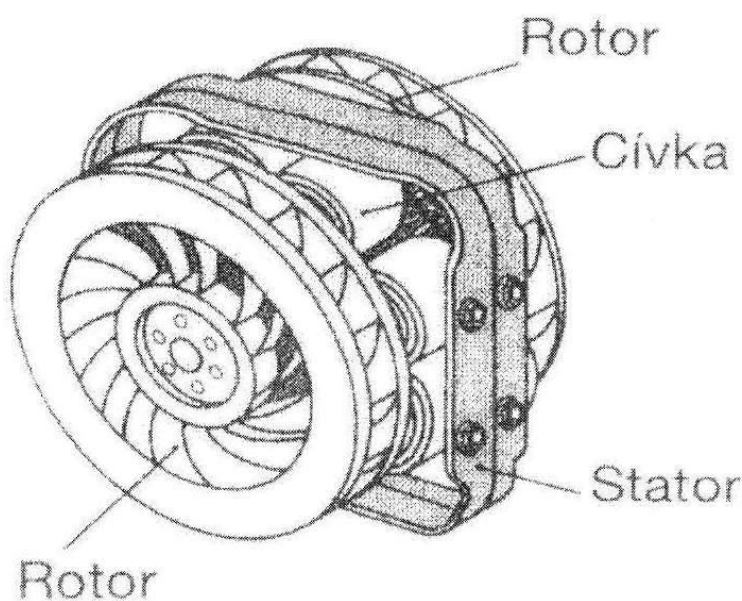
nepoužívají. Jako brzdu je taky možné použít elektromotor, který je vhodně připojen, potom je schopen elektřinu přestat spotřebovávat ale vyrábět. Mezi elektrodynamické brzdy taky patří pracující na principu vířivých proudů.

1.2 Elektromagnetický retardér TELMA

Francouzský fyzik Foucault objevil následující jev:

Otáčí-li se kovový kotouč v magnetickém poli, indukují se v kotouči vířivé proudy. Ty působí proti pohybu kotouče a vytváří teplo. Stejný efekt vznikne i tehdy, jestliže se kotouč neotáčí mezi póly magnetu, ale před nimi.

Brzdný účinek závisí na otáčkách kotouče a intenzitě magnetického pole. Dva kotouče (rotory) z magneticky měkkého materiálu se otáčejí v magnetickém poli vytvářeném cívkami, které jsou pravidelně rozmístěny a připevněny na statoru mezi kotouči (Obr. 1). Brzdný moment je přímo úměrný buzení cívek, resp. Proudů, který jimi protéká a nepřímo úměrný mezeře mezi statorem a rotorem. Proto má být mezera co nejmenší.



Obr. 1 – Elektromagnetický retardér

Na tomto principu pracují v Evropě nejpoužívanější vířivé zpomalovací brzdy francouzské firmy TELMA. Ta je chlazena vzduchem proudícím radiálně mezi lopatkami rotorů.

Výhody:

Hlavní výhoda elektromagnetických retardérů je téměř plochý průběh brzdného momentu v závislosti na otáčkách. Jeho brzdný účinek na rozdíl od účinku hydrodynamického působí téměř do úplného zastavení vozidla. Řidič může hodnotu brzdného momentu volit v několika stupních (zpravidla čtyřech).

Nevýhody:

Jedna z nevýhod spočívá ve velmi vysoké hmotnosti, ale především v problematice jeho chlazení. Ventilační účinek rotorů působí i v případě, kdy není retardér v činnosti, což vede ke ztrátám a také navýšení spotřeby paliva.

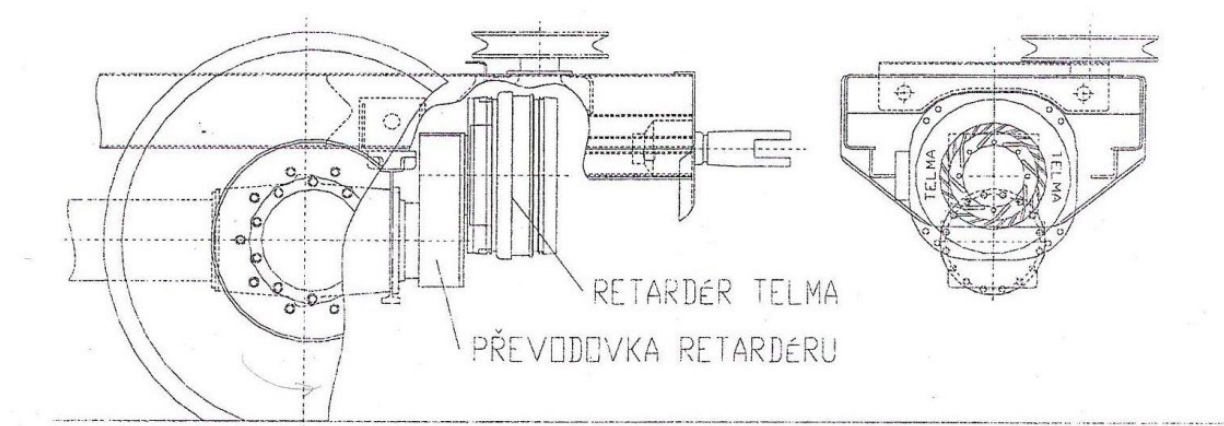
1.3 Elektromagnetický retardér TELMA FOCAL 3300

Pro tento retardér je navržena převodovka, kterou budeme upravovat. Je určen pro vozidla o celkové hmotnosti 32 – 40 tun. Maximální brzdný moment je 3300 Nm, max. otáčky 3600 min⁻¹. Retardér je zobrazen na Obr. 2.



Obr. 2 – Retardér Telma Focal 3300 [4]

Převodovka je určena pro montáž na přírubu nosné roury vozidla TATRA 815 a to v její koncové části, za účelem následné montáže elektromagnetického retardéru TELMA FOCAL 3300, umístěného rovněž v zadní části vozidla mezi nosným rámem a rourou. Převodovka se převážně montuje do vozidel v provedení s redukcemi všech kol. Zástavba převodovky a retardéru je patrná z Obr. 3 a Obr. 4.



Obr. 3 – Zástavba převodovky a retardéru Telma na vozidle Tatra 815



Obr. 4 – Zástavba na vozidle Tatra 815 6x6 [5]

2 Rozbor stávajícího stavu převodovky

Problém dle zadavatele spočíval především v přílišném zahřívání převodovky, navíc provozované ještě ve zkušebním režimu a to v oblasti výstupní příruby převodovky. Rovněž byla konstatována zvýšená hlučnost a těžkost chodu převodovky.

Tab. 1 Parametry převodovky

Převodový poměr	0,657 (rychloběh)
Počty zubů	
-hnací	67
-hnané	44
Pracovní osová vzdálenost	220
Maximální vstupní otáčky	3600 ot/min
Jmenovitý moment	3300 Nm
Hmotnost převodovky	135 kg
Olejová náplň	2,8 l; (TOTAL SY 75W90)

Převodovka je jednostupňová, rychloběžná s ozubenými koly se šikmými zuby. Brzdny moment se přivádí z talířového kola stálého záběru nápravy pomocí spojovacího hřídele s evolventním drážkováním. Na výstupní hřídeli rovněž s evolventním drážkováním je příruba (unašeč), který je určen pro montáž retardéru TELMA 3300. Obě ozubená kola jsou také opatřena evolventním drážkováním.

2.1 Rozbor stávajícího stavu ozubených kol

Tab. 2 Údaje ozubených kol převodovky zjištěné z výrobních výkresů

Údaj	Označení	Kolo hnací	Kolo hnané
Normální modul	$m_n(\text{mm})$	4	
Počet zubů	z	67	44
Úhel sklonu boční křivky zubu	β	3°	
Smysl stoupání boční křivky	-	levý	pravý
Pracovní osová vzdálenost	$\alpha_w(\text{mm})$	$220 \pm 0,05$	
Šířka ozubení	$b(\text{mm})$	42	42
Průměr patní kružnice	$D_f(\text{mm})$	253,726	164,422
Průměr hlavové kružnice	$D_a(\text{mm})$	$273,3 \pm 1$	$183^{-0,1}$
Drsnost povrchu boků zubů	$R_a(\mu\text{m})$	3,2	
Kontrolní rozměry přes zuby	$W_k(\text{mm})$	$79,46_{-0,11}^{+0,06}/7$ zubů	$55,18_{-0,10}^{+0,05}/5$ zubů

Tyto výkresem předepsané průměry způsobují, že v záběru soukolí dochází k interferenci, tj. k jevu, kdy se hlavy zubů jednoho kola dotýkají oblasti zubní mezery (začátek evolventy zubu) druhého kola (zde zuby i výrazně tlačí na zubní mezery). Dochází ke zvýšení tlaků na zuby a k místnímu zadírání, které pravděpodobně způsobuje značný nárůst radiálních sil v ozubení a následným podstatným zvětšením reakcí v ložiskách. Z tohoto důvodu dochází k přetížení, z toho plynoucího zahřívání ložisek a to navíc bez vnějšího zatížení.

Úhel boční křivky zubu $\beta=3^\circ$ zde zbytečně vnáší do celé převodovky axiální síly, které komplikují výpočet a návrh všech prvků převodovky. Úhel zde pravděpodobně slouží pouze k podpoře mazání v horní části převodovky (vynášení a vytlačování oleje ve směru danému otáčením kol).

Systém mazání je spolehlivý zejména při dodržení hladiny olejové náplně. Mazání horní části je účinné při jízdě vozidla ze svahu o maximálním klesání asi 33% (18°). O stoupání se nemá cenu zmiňovat, takový případ je nereálný. Pro správné mazání horní části je tedy nutné dodržet směry otáčení ozubených kol. Při pohledu zezadu vozidla a jízdě vpřed se unašeč retardéru musí otáčet vpravo. Proto při dalších výpočtech budeme uvažovat pouze jeden směr otáčení.

2.2 Rozbor stávajícího uložení v kuželíkových ložiscích

V horní i dolní části jde o uložení kuželíkových ložisek do „X“. V případě použití kuželíkových ložisek nastává problém s nastavením vůlí. V horní části navíc je velmi blízko působišti levé reakce radiální síla ozubeného kola. Z toho vyplývá, že pravé ložisko je výrazně odlehčeno od působící radiální síly, což vede k rozdílům životností.

3 Návrh nové geometrie soukolí

Geometrie ozubeného soukolí:

Kontrola byla provedena pomocí software vyvinutého na katedře Částí a mechanismů strojů, program geometrie [7]. Jako vstupní hodnoty jsem použil údaje změřené na převodovce a údaje vyplývající z původní výkresové dokumentace, viz. Tab. 2. Jelikož nebyly známy všechny potřebné údaje, neznámé hodnoty byly programem vypočteny na základě předepsaného kontrolního rozměru přes zuby. Jedná se o standartní profil ozubení.

Obr. 5 - Geometrie soukolí

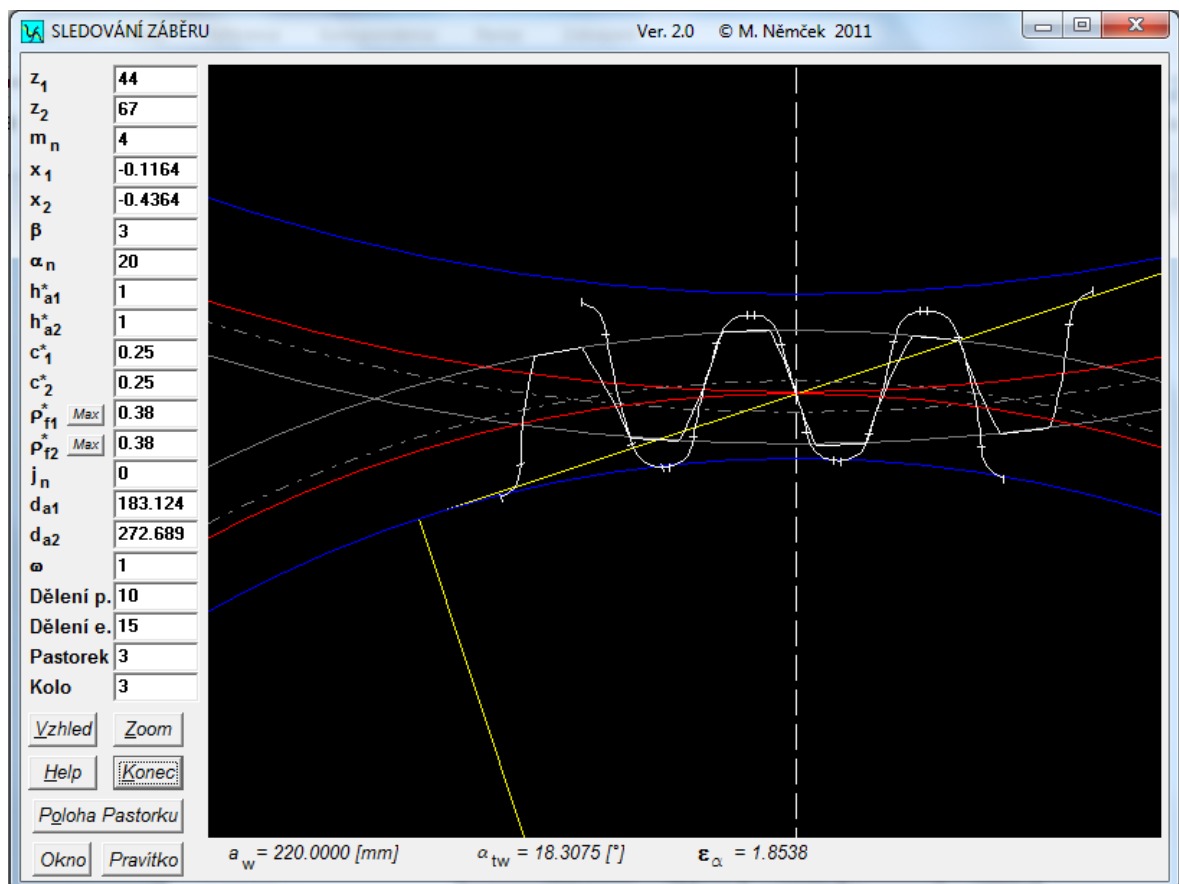
Pro celkovou kvalitu záběru je vhodné, aby celkový součinitel záběru ε_γ byl celočíselný, což je dle Obr. 6 splněno ($\varepsilon_\gamma=2,0287$). Jde o soukolí obecně korigované (typ soukolí V) se zápornými korekcemi pro dodržení osové vzdálenosti $a_w=220\text{mm}$. Jednotková posunutí (korekce) jsou:

- $x_1=-0,116379$
- $x_2=-0,036431$

Jedná se o soukolí se standartním základním profilem dle ČSN 01 4607:

- úhel záběru (normální) $\alpha_n = 20^\circ$
- výška hlavy zubu $h_a = 1 \cdot m_n$
- výška paty zubu $h_f = 1,25 \cdot m_n$
- poloměr zaoblení přechodové křivky (paty) zubu $\rho_f = 0,38 \cdot m_n$

Na Obr. 6 lze vidět záběr zubu zobrazeného v programu Profil [8]. Poloha je zobrazena v poloze valivého bodu. Na Obr. 7 jsou zobrazeny všechny programem vypočtené hodnoty ozubeného soukolí.



Obr. 6 - Záběr zubů

Výsledky úpravy geometrie ozubení jsou patrné z přiložené výkresové dokumentace.

		Rozměr	PASTOREK		KOLO
Typ ozubení			Vnější		Vnější
Normální boční vůle	j_n	[mm]		0.0000	
Počet zubů	z	[-]	44		67
Počet zubů náhradního kola	z_n	[-]	44.167		67.255
Normální modul	m_n	[mm]		4.000	
Čelní modul	m_t	[mm]		4.005	
Úhel sklonu zubu roztečný	β	[°]		3.00000	
Úhel sklonu zubu základní	β_b	[°]		2.81893	
Úhel profilu čelní	α_t	[°]		20.02527	
Úhel záběru čelní	α_{tw}	[°]		18.30755	
Osová vzdálenost pracovní	a_w	[mm]		220.00000	
Osová vzdálenost roztečná	a	[mm]		222.30466	
Jednotková korekce	x	[-]	-0.11638	$\Sigma = -0.55281$	-0.43643
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	-0.46551		-1.74572
Průměr patní kružnice	d_f	[mm]	165.31050		254.87634
základní kružnice	d_b	[mm]	165.58627		252.14273
kr.začátku evolventy	d_L	[mm]	169.09557		258.80424
kr.začátku záběru	d_{fE}	[mm]	169.11518		259.18564
valivé kružnice	d_w	[mm]	174.41441		265.58559
roztečné kružnice	d	[mm]	176.24153		268.36779
kr.srážecí hrany	d_{aE}	[mm]	---		---
hlavové kružnice	d_a	[mm]	183.12366		272.68950
Tloušťka zubu na patní kružnici	s_f	[mm]	---		8.30041
základní kružnici	s_b	[mm]	8.06048		8.47834
začátku evolventy	s_L	[mm]	7.74425		7.66751
valivé kružnici	s_w	[mm]	6.51432		5.92212
roztečné kružnici	s	[mm]	5.94432		5.01240
začátku sražení	s_{aE}	[mm]	---		---
hlavové kružnici	s_a	[mm]	3.23393		3.40280
Výška paty	h_f	[mm]	5.46551		6.74572
hlavy	h_a	[mm]	3.44106		2.16085
zubu	h	[mm]	8.90658		8.90658
Společná šířka kol	b	[mm]		42.000	
Délka evolventy	ev	[mm]	7.45980		7.31721
Měrný skluz na patě		[-]	-0.98432		-0.98432
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.49605		0.49605
Poměr b/d	Ψ_d	[-]	0.238		0.157
Poměr b/ m_n	Ψ_m	[-]		10.500	
Součinitel trvání záběru profilu	ε_α	[-]		1.85378	
Součinitel trvání záběru krokem	ε_β	[-]		0.17492	
Součinitel trvání záběru celkový	ε_γ	[-]		2.02870	
Délka dotyku 1 páru zubů	L_{pmax}	[mm]		42.05088	
Celková délka dotyku minim.	L_{zmin}	[mm]		48.94999	
Celková délka dotyku maxim.	L_{zmax}	[mm]		84.10177	
Čelní rozteč	p_t	[mm]		12.58362	
Čelní rozteč základní	p_{tb}	[mm]		11.82283	
Kontrolní rozměr přes zuby	W	[mm]	67.10311		91.13802
Počet měřených zubů	z_w	[-]	6		8
Minimální šířka kola pro měření	b_{min}	[mm]	3.512		4.770
Měřená konstant. tloušťka zubu	s_c	[mm]	5.24897		4.42606
Měřeno v konst. výšce (od hlavy)	h_c	[mm]	2.48583		1.35538
Kontrolní rozměr přes kuličky	M	[mm]	182.80561		274.68078
Průměr kuličky	d_t	[mm]	6.31005		6.91802
Poměrná výška hlavy profilu	h'_a	[-]	1.00000		1.00000
Poměrná hlavová vůle profilu	c'	[-]	0.25000		0.25000
Poměrný rádius paty profilu	ρ'_f	[-]	0.38000		0.38000
Úhel profilu	α_n	[°]		20.00000	

Obr. 7 - Geometrická kontrola soukolí převodovky

3.1 Zjednodušená pevnostní kontrola ozubení

Zjednodušená pevnostní kontrola byla provedena programem CSNw [6]. Materiál kola i pastorku je cementovaná kalená ocel 14 223.

ČSN 01 4686 verze 3.0 © M. Němček 2011

Úplný výpočet Zjednodušený výpočet

Typ ozubení
☒ Vnější
☐ Vnitřní

Geometrie
Materiály
Zatížení
Rozměry
KHB
Součinitele
Tisk
Konec
Výpočet

OHYB		DOTYK	
σ_{F1}	= 645.7	σ_{F2}	= 637.7
σ_{FP1}	= 700.0	σ_{FP2}	= 700.0
S_{F1}	= 1.084	S_{F2}	= 1.098
σ_{Fmax1}	= 1291.4	σ_{Fmax2}	= 1275.4
σ_{FPmax1}	= 1400.0	σ_{FPmax2}	= 1400.0
K_F	= 1.214	K_{Fv}	= 1.000
$K_{F\alpha}$	= 1.200	$K_{F\beta}$	= 1.012
Y_ϵ	= 0.655	Y_β	= 0.996
Y_{FS1}	= 3.662	Y_{FS2}	= 3.616
Y_{Fa1}	= 2.425	Y_{Fa2}	= 2.472
Y_{Sa1}	= 1.510	Y_{Sa2}	= 1.463
σ_{H1}	= 1321.8	σ_{H2}	= 1321.8
σ_{HP1}	= 1270.0	σ_{HP2}	= 1270.0
S_{H1}	= 0.961	S_{H2}	= 0.961
σ_{Hmax1}	= 1869.4	σ_{Hmax2}	= 1869.4
σ_{HPmax1}	= 2600.0	σ_{HPmax2}	= 2600.0
σ_{HO1}	= 1199.8	σ_{HO2}	= 1199.8
K_H	= 1.214	K_{Hv}	= 1.000
$K_{H\alpha}$	= 1.200	$K_{H\beta}$	= 1.012
K_A	= 1.000	K_{AS}	= 2.000
Z_ϵ	= 0.827	Z_H	= 2.615
Z_{R1}	= 1.000	Z_{R2}	= 1.000
Z_E	= 191.646	Z_β	= 0.999

Obr. 8 - Výsledky zjednodušené pevnostní kontroly

Z výsledků zjednodušené pevnostní kontroly je patrné že kontrola únavového namáhání na ohyb vyšla s bezpečností, $S_{F1}=1,084$, $S_{F2}=1,098$. Kontrola na dotyk zubu vyšla s mírně nižší bezpečností, a to $S_{H1}=0,961$, $S_{H2}=0,961$, avšak musíme vzít v úvahu, že nemáme k dispozici zátěžové spektrum. Pevnostní kontrola, a všechny výpočty vůbec, jsou tedy počítány s maximálními vstupními hodnotami. Po dosazení ekvivalentních vstupních hodnot (ze zátěžového spektra) se napětí v ohybu i dotyku sníží, součinitele bezpečnosti tudíž zvýší. Jednorázové (statické) přetížení zubu v dotyku a ohybu dle Obr. 8. rovněž vyhovuje.

4 Kontrola ložisek

Byly vypočteny reakce, které působí na stávající ložiska. Následně byla navržena nová ložiska a ty byla zkontrolována.

4.1 Stávající ložiska:

Obě hřídele jsou uloženy v kuželíkových ložiscích. Jde o uložení do „X“, kdy působíště reakcí v teoretických podporách nosníku se posouvají blíže k sobě.

Tab. 3 Ložisko 1 a Ložisko 2, kuželíkové ložisko

Ložisko ZKL 32015 AX	
d	75 mm
D	115 mm
B	25 mm
C	104 kN
C ₀	158 kN
n _{max}	4000 min ⁻¹

Tab. 4 Ložisko 3, kuželíkové ložisko

Ložisko ZKL 30311A	
d	55 mm
D	120 mm
B	29 mm
C	136 kN
C ₀	162 kN
n _{max}	4500 min ⁻¹

Tab. 5 Ložisko 4, kuželíkové ložisko

Ložisko INA T2EE060	
d	60 mm
D	115 mm
B	40 mm
C	189 kN
C ₀	250 kN
n _{max}	4000 min ⁻¹

4.2 Výpočet sil vznikajících od ozubení

Zatížení ložisek vychází ze sil vznikajících záběrem čelního ozubeného soukolí se šikmými zuby, tudíž vznikají i síly axiální, které je třeba zachytit.

Tab. 6 Vybrané rozměry ozubení pro výpočet reakcí

Průměr roztečné kružnice	d_1	268,367 mm
	d_2	176,242 mm

Nejprve se vypočtou ostatní hodnoty výkonů, momentů a otáček převodovky.

Výkon na výstupní hřídeli:

$$P_2 = M_{K2} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_2 \quad (1)$$

$$P_2 = 3300 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 3600$$

$$P_2 = 1244 \text{ kW}$$

Výkon na vstupní hřídeli:

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta}$$

$$P_1 = \frac{1244}{0,98}$$

$$P_1 = 1270 \text{ kW}$$

η je účinnost soukolí převodovky

Vstupní otáčky:

$$n_1 = n_2 \cdot i$$

$$n_1 = 3600 \cdot 0,657$$

$$n_1 = 2365 \text{ min}^{-1}$$

Vstupní krouticí moment:

$$M_{K1} = \frac{60 \cdot P_1}{2 \cdot \pi \cdot n_1}$$

$$M_{K1} = \frac{60 \cdot 1270}{2 \cdot \pi \cdot 2365}$$

$$M_{K1} = 5128 \text{ Nm}$$

M_{K1} je maximální krouticí moment, který může vstoupit do převodovky. Všechny vypočtené i zadané parametry převodovky jsou hodnotami maximálními, proto není třeba je nijak označovat indexem.

Výpočet sil od ozubení

Výpočet obvodové síly:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot M_{K2}}{d_2} \quad (2)$$

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 3300}{176,242 \cdot 10^{-3}}$$

$$F_{t1} = 37448,5 N$$

Výpočet radiální síly:

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} \quad (3)$$

$$F_{r1} = \frac{37448,5 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 3^\circ}$$

$$F_{r1} = 13649 N$$

Výpočet axiální síly:

$$F_{a1} = F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (4)$$

$$F_{a1} = 37448,5 \cdot \operatorname{tg} 3^\circ$$

$$F_{a1} = 1962,6 N$$

Pro posunutí axiální síly do osy hřídele je třeba dopočíst ohybový moment, který díky ní vzniká.

$$M_{o1} = F_a \cdot \frac{d_1}{2} \quad (5)$$

$$M_{o1} = 1962,6 \cdot \frac{268,367 \cdot 10^{-3}}{2}$$

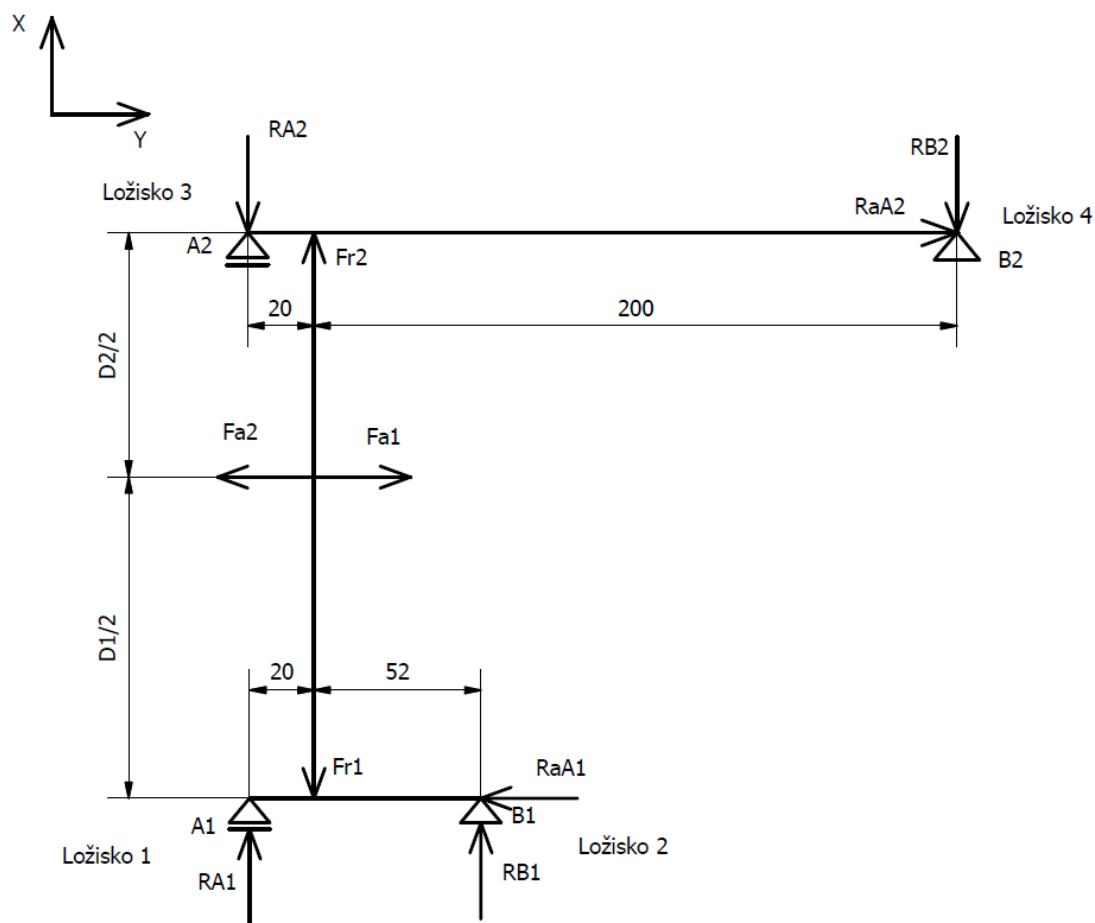
$$M_{o1} = 263,348 Nm$$

$$M_{o2} = F_a \cdot \frac{d_2}{2} \quad (6)$$

$$M_{o2} = 1962,6 \cdot \frac{176,242 \cdot 10^{-3}}{2}$$

$$M_{o2} = 172,946 Nm$$

4.3 Výpočet reakcí



Obr. 9 - Rozbor působení sil v rovině x - y

Rovina x - y

Výpočet reakce R_{B1} z momentové rovnováhy k bodu A1. Viz Obr. 9.

$$\sum M_{A1} = R_{xyB1} \cdot 72 - F_r \cdot 20 - M_{o1} = 0 \quad (7)$$

$$R_{xyB1} = \frac{F_r \cdot 20 - M_{o1}}{72}$$

$$R_{xyB1} = \frac{13648,9 \cdot 20 \cdot 10^{-3} + 263,348}{72 \cdot 10^{-3}}$$

$$R_{xyB1} = 7449 \text{ N}$$

Výpočet reakce R_{a1} z momentové rovnováhy k bodu B1:

$$\sum M_{B1} = -R_{xyA1} \cdot 72 + F_r \cdot 52 - M_{o1} = 0 \quad (8)$$

$$R_{xyA1} = \frac{F_r \cdot 52 - M_{o1}}{72}$$

$$R_{xyA1} = \frac{13648,9 \cdot 52 \cdot 10^{-3} - 263,348}{72 \cdot 10^{-3}}$$

$$R_{xyA1} = 6200 N$$

Součet všech sil v ose x se musí rovnat nule:

$$\sum F_x = -R_{aA1} + F_{a1} = 0 \quad (9)$$

$$R_{aA} = F_{a1} = 1962,6 N$$

Součet všech sil v ose y se musí rovnat nule:

$$\sum F_y = R_{xyA1} + R_{xyB1} - F_{r1} = 0 \quad (10)$$

$$\sum F_y = 6200 + 7449 - 13649 = 0$$

Výpočet reakce R_{B2} z momentové rovnováhy k bodu A2:

$$\sum M_{A2} = -R_{xyB2} \cdot 220 + F_r \cdot 20 - M_{o2} = 0$$

$$R_{xyB2} = \frac{F_r \cdot 20 - M_{o2}}{220}$$

$$R_{xyB2} = \frac{13648,9 \cdot 20 \cdot 10^{-3} - 172,946}{220 \cdot 10^{-3}}$$

$$R_{xyB2} = 454,7 N$$

Výpočet reakce R_{A2} z momentové rovnováhy k bodu B2:

$$\sum M_{B2} = R_{xyA2} \cdot 220 - F_r \cdot 200 - M_{o2} = 0$$

$$R_{xyA2} = \frac{F_r \cdot 200 - M_{o2}}{220}$$

$$R_{xyA2} = \frac{13648,9 \cdot 200 \cdot 10^{-3} + 172,946}{220 \cdot 10^{-3}}$$

$$R_{xyA2} = 13194,3 N$$

Součet všech sil v ose x se musí rovnat nule:

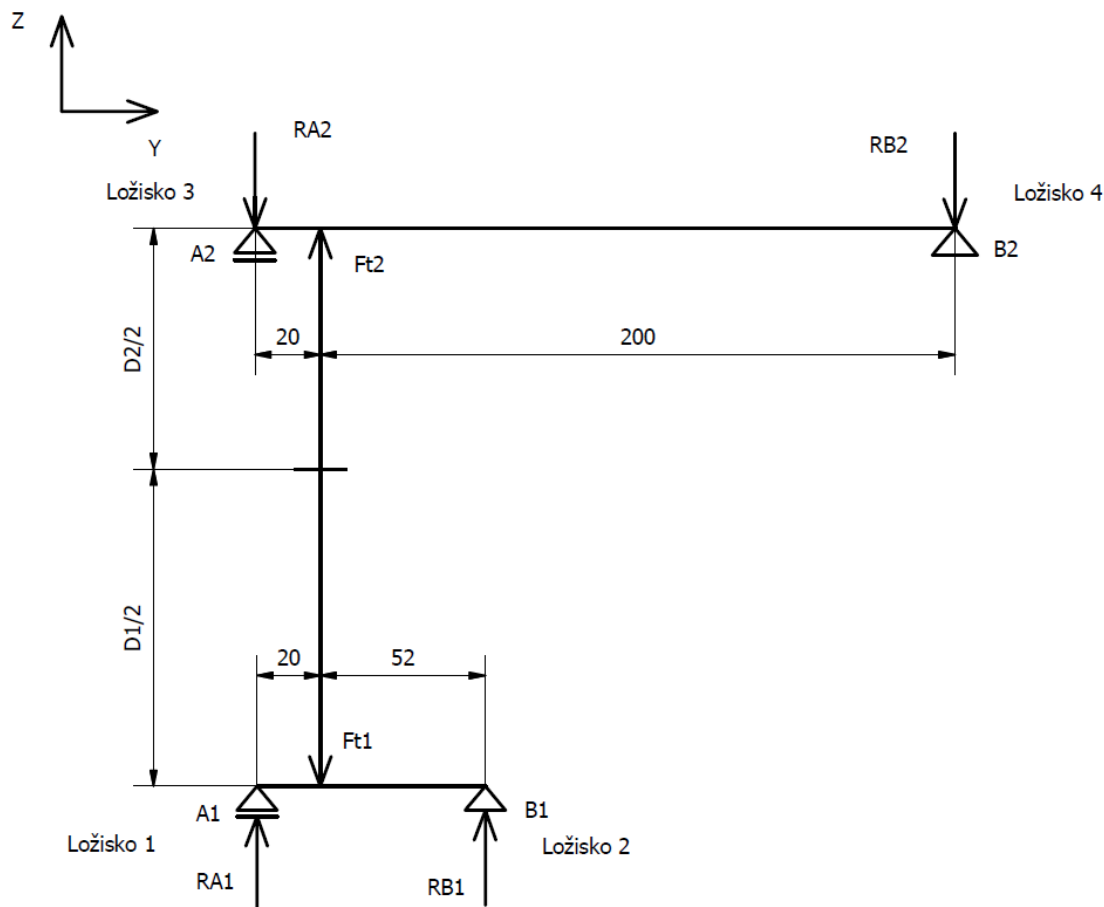
$$\sum F_x = -R_{aA2} + F_{a2} = 0$$

$$R_{aA} = F_{a2} = 1962,6 N$$

Součet všech sil v ose y se musí rovnat nule:

$$\sum F_y = R_{xyA2} + R_{xyB2} - F_{r2} = 0$$

$$\sum F_y = 13194,3 + 454,7 - 13649 = 0$$



Obr. 10 - Rozbor působení sil v rovině z - y

Rovina z - y

Výpočet reakce R_{B1} z momentové rovnováhy k bodu A1. Viz. Obr. 10.

$$\sum M_{A1} = -R_{zyB1} \cdot 72 + F_{t12} \cdot 20 = 0$$

$$R_{zyB1} = \frac{F_t \cdot 20}{72}$$

$$R_{zyB1} = \frac{37448,5 \cdot 20 \cdot 10^{-3}}{72 \cdot 10^{-3}}$$

$$R_{zyB1} = 10402,4N$$

Výpočet reakce R_{zyA1} z momentové rovnováhy k bodu B1:

$$\sum M_{B1} = -R_{zyA1} \cdot 72 + F_{t12} \cdot 52 = 0$$

$$R_{zyA1} = \frac{F_t \cdot 52}{72}$$

$$R_{zyA1} = \frac{37448,5 \cdot 52 \cdot 10^{-3}}{72 \cdot 10^{-3}}$$

$$R_{zyA1} = 27046,1N$$

Součet všech sil v ose y se musí rovnat nule:

$$\sum F_y = R_{zyA1} + R_{zyB1} - F_{t1} = 0$$

$$\sum F_y = 27046,1 + 10402,4 - 37448,5 = 0$$

Výpočet reakce R_{B2} z momentové rovnováhy k bodu A2:

$$\sum M_{A2} = -R_{zyB2} \cdot 220 + F_{t21} \cdot 20 = 0$$

$$R_{zyB2} = \frac{F_{t21} \cdot 20}{220}$$

$$R_{zyB2} = \frac{37448,5 \cdot 20 \cdot 10^{-3}}{220 \cdot 10^{-3}}$$

$$R_{zyB2} = 3404,4N$$

Výpočet reakce R_{zyA2} z momentové rovnováhy k bodu B2:

$$\sum M_{B2} = R_{zyA2} \cdot 220 - F_{t21} \cdot 200 = 0$$

$$R_{zyA2} = \frac{F_{t21} \cdot 200}{220}$$

$$R_{zyA2} = \frac{37448,5 \cdot 200 \cdot 10^{-3}}{220 \cdot 10^{-3}}$$

$$R_{zyA2} = 34044,1N$$

Součet všech sil v ose y se musí rovnat nule:

$$\sum F_y = R_{zyA2} + R_{zyB2} - F_{t2} = 0$$

$$\sum F_y = 34044,1 + 3404,4 - 37448,5 = 0$$

Výsledné radiální zatížení v ložiskách:

$$R_{A1} = \sqrt{R_{xyA1}^2 + R_{zyA1}^2}$$

$$R_{A1} = \sqrt{6200^2 + 27046,1^2}$$

(11)

$$R_{A1} = \underline{27748,6N}$$

$$R_{B1} = \sqrt{R_{xyB1}^2 + R_{zyB1}^2}$$

$$R_{B1} = \sqrt{7449^2 + 10402,4^2}$$

$$R_{B1} = \underline{12794,4N}$$

$$R_{A2} = \sqrt{R_{xyA2}^2 + R_{zyA2}^2}$$

$$R_{A2} = \sqrt{13194,3^2 + 34044,1^2}$$

$$R_{A2} = \underline{36511,5N}$$

$$R_{B2} = \sqrt{R_{xyB2}^2 + R_{zyB2}^2}$$

$$R_{B2} = \sqrt{454,7^2 + 3404,4^2}$$

$$R_{B2} = \underline{3434,6N}$$

Tab. 7 Shrnutí výsledných reakcí pro původní ložiska

R _{A1}	27748,6N
R _{B1}	12794,4N
R _{A2}	36511,5N
R _{B2}	3434,6N
R _{a1}	1962,6N
R _{a2}	1962,6N

Z vypočtených reakcí je zřejmé, že obě levá ložiska jsou namáhána radiálními silami mnohem více než pravá. Pravá ložiska jsou tedy odlehčena, což vede k výrazným rozdílům v životnosti. Úhel boční křivky β je velmi malý a vnáší do soukolí jen malou axiální sílu.

4.4 Volba nových ložisek

Pro Ložisko 1 volím válečkové ložisko SKF NU 1015 ML z katalogu SKF s následujícími parametry. Velikost ložiska byla zvolena s ohledem na původní rozměry kola a skříně.

Tab. 8 Ložisko 1, válečkové ložisko

Ložisko SKF NU 1015 ML	
d	75 mm
D	115 mm
B	20 mm
C	58,3 kN
C ₀	71 kN
n _{max}	6700 min ⁻¹

Pro ložisko L3 volím válečkové ložisko SKF Explorer NU 311 ECP z katalogu SKF s následujícími parametry. Velikost ložiska byla opět zvolena s ohledem na původní rozměry kola a skříně.

Tab. 9 Ložisko 3, válečkové ložisko

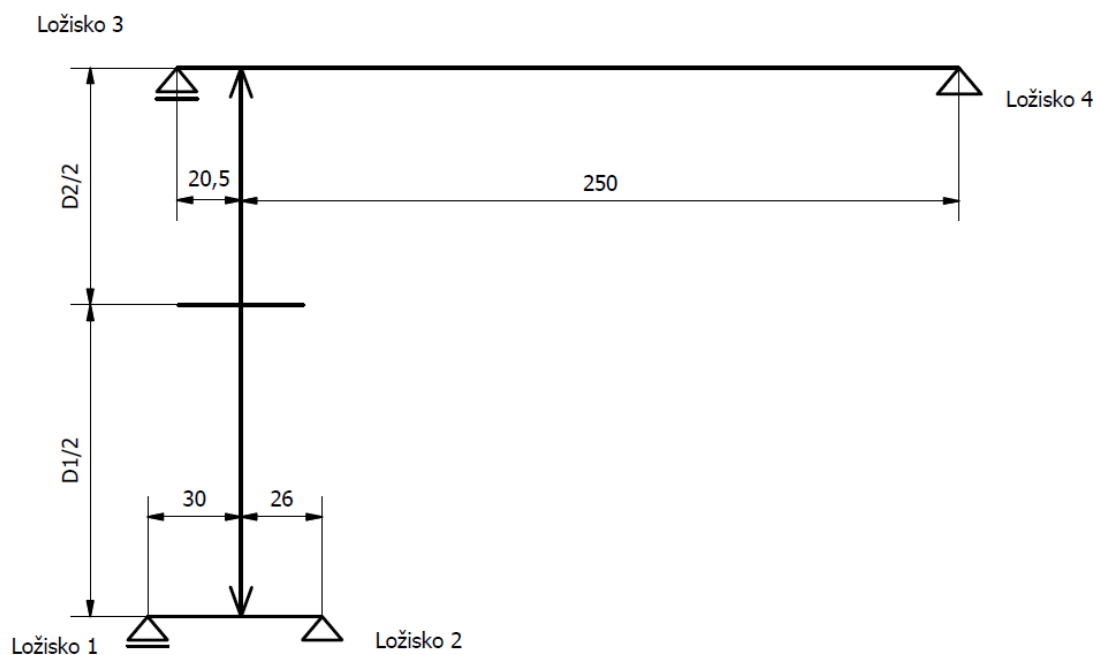
Ložisko SKF Explorer NU 311 ECP	
d	55 mm
D	120 mm
B	29 mm
C	156 kN
C ₀	143 kN
n _{max}	7000 min ⁻¹

Pro pravé strany jsem zvolil kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem, které bude přenášet axiální sílu. Pro tyto ložiska již bude nutné provést drobné úpravy skříně, hnané hřídele a kola.

Tab. 10 Ložisko 2, Ložisko 4, kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem

Ložisko SKF 7213 BEP	
d	65 mm
D	120 mm
B	23 mm
C	66,3 kN
C ₀	54 kN
n _{max}	6300 min ⁻¹
e	1,14

Nyní je třeba přepočítat výsledné reakce pro nová ložiska. Působíště sil pod ložisky byla posunuta viz. Obr. 11.



Obr. 11 - Schéma pro výpočet nových ložisek

Tab. 11 Shrnutí výsledných reakcí pro nová ložiska

R_{A1}	17463 N
R_{B1}	23384 N
R_{A2}	37061 N
R_{B2}	2866 N
R_{a1}	1962,6N
R_{a2}	1962,6N

4.5 Kontrola nových ložisek

Při výpočtu bezpečnosti a trvanlivosti ložisek je nutné počítat se stálým maximálním zatížením, což způsobí, že některé výsledky nebudou odpovídat skutečnosti.

Ložisko 1

Působí na něj pouze reakce R_{A1} , ložisko nepřenáší axiální sílu.

Statická kontrola:

$$S_0 = \frac{C_0}{R_{A1}} \quad (12)$$

$$S_0 = \frac{71}{17,463}$$

$$S_0 = 4,07$$

Tato bezpečnost je zcela dostatečná.

Základní dynamická únosnost válečkového ložiska NU 1015 ML.

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{R_{A1}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \quad (14)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{58,3}{17,463} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 2365}$$

$$L_{10h} = 392 \text{ hod}$$

Tento výsledek nám říká, že ložisko vydrží maximální zatížení po dobu 392 hodin.

Takový jev by ovšem v praxi nastat neměl.

Ložisko 2

Působí na něj reakce R_{B1} , ložisko přenáší axiální sílu.

Ekvivalentní statické zatížení pro kuličková ložiska s kosoúhlým stykem:

$$P_0 = R_{B1} + 0,526 \cdot R_a \quad (15)$$

$$P_0 = 23,384 + 0,526 \cdot 1,9626$$

$$P_0 = 24,42 \text{ kN}$$

Statická kontrola

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0}$$

$$S_0 = \frac{54}{24,42}$$

$$S_0 = 2,21$$

Bezpečnost je zcela dostatečná

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska s kosoúhlým stykem 7213 BEP

Pro $\frac{R_a}{R_{B1}} \leq e \Rightarrow \frac{1,9626}{23,384} \leq 1,14$ je ekvivalentní dynamické zatížení:

$$P_2 = R_{B1} + 0,55 \cdot R_a \quad (16)$$

$$P_2 = 23,384 + 0,55 \cdot 1,9623$$

$$P_2 = 24,45 \text{ kN}$$

Základní dynamická únosnost

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P_2} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1}$$

$$L_{10h} = \left(\frac{66,3}{24,45} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 2365}$$

$$L_{10h} = 141 \text{ hod}$$

Tento výsledek nám opět říká, že ložisko vydrží maximální zatížení po dobu 141 hodin. Tento jev by ovšem v praxi nastat neměl.

Ložisko 3

Působí na něj pouze reakce R_{A2} , ložisko nepřenáší axiální sílu

$$S_0 = \frac{C_0}{R_{A2}}$$

$$S_0 = \frac{143}{37,061} =$$

$$S_0 = 3,9$$

Tato bezpečnost je zcela dostatečná

Základní dynamická únosnost válečkového ložiska NU 311 ECP

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{R_{A2}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2}$$

$$L_{10h} = \left(\frac{156}{37,061} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 3600}$$

$$L_{10h} = 557,5 \text{ hod}$$

Tento výsledek nám říká, že ložisko vydrží maximální zatížení po dobu 557,5 hodin. Tento jev by ovšem v praxi nastat neměl.

Ložisko 4

Působí na něj reakce R_{B2} , ložisko přenáší axiální sílu

Ekvivalentní statické zatížení pro kuličková ložiska s kosoúhlým stykem:

$$P_0 = R_{B2} + 0,526 \cdot R_a$$

$$P_0 = 2,866 + 0,526 \cdot 1,9626$$

$$P_0 = 3,9 \text{ kN}$$

Statická kontrola

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0}$$

$$S_0 = \frac{54}{3,9}$$

$$S_0 = 13,8$$

Tato bezpečnost je velmi vysoká. Ložisko je ve velké vzdálenosti od působení síly.

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska s kosoúhlým stykem

$$\text{Pro } \frac{R_a}{R_{B2}} \leq e \Rightarrow \frac{1,9626}{2,866} \leq 1,14 \text{ je ekvivalentní dynamické zatížení:}$$

$$P_4 = R_{B2} + 0,55 \cdot R_a$$

$$P_4 = 2,866 + 0,55 \cdot 1,9623$$

$$P_4 = 3,95 \text{ kN}$$

Základní dynamická únosnost

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P_4} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2}$$

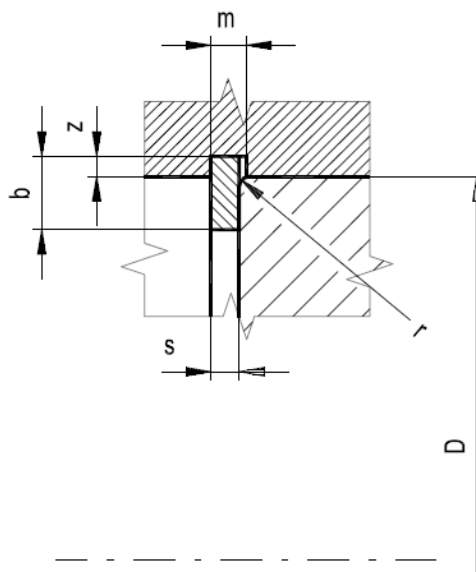
$$L_{10h} = \left(\frac{66,3}{3,95} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 3600}$$

$$L_{10h} = 21893 \text{ hod}$$

Tato životnost je velmi vysoká, protože ložisko je výrazně posunuto od působení sil.

4.6 Axiální zajištění ložiska 4

Ložisko přenáší axiální sílu, proto je třeba jej zajistit. Pro zabránění posunu ložiska v náboji je vhodný např. pojistný kroužek pro díry (seegerův kroužek) podle ČSN 02 2931. Únosnost závisí na pevnosti náboje R_m . Přibližná velikost přenesitelné axiální síly se volí dle vztahu (17) pro tlak mezi nábojem a kroužkem, a dle vztahu (18) pro tlak mezi kroužkem a nábojem, který závisí na poloměru zaoblení jištěného tělesa r . Volí se menší z vypočtených sil.



Obr. 12 – Axiální zajištění ložiska seegerovým kroužkem [1]

$$F_{Dh} = \frac{R_m}{330} \cdot d^3 \quad (17)$$

$$F_{Dh} = \frac{510}{330} \cdot 120^3$$

$$F_{Dh} = 2671 \text{ kN}$$

$$F_{Dk} = \frac{5}{r} \cdot d^{1,5} \quad (18)$$

$$F_{Dk} = \frac{5}{1,5} \cdot 120^{1,5}$$

$$F_{Dk} = \underline{4,38 \text{ kN}}$$

$R_m=510 \text{ Mpa}$ – mez pevnosti materiálu skříně (11 523)

$r=1,5 \text{ mm}$ - poloměr zaoblení ložiska (Obr. 12)

$d=120 \text{ mm}$ - průměr náboje pro ložisko (Obr. 12)

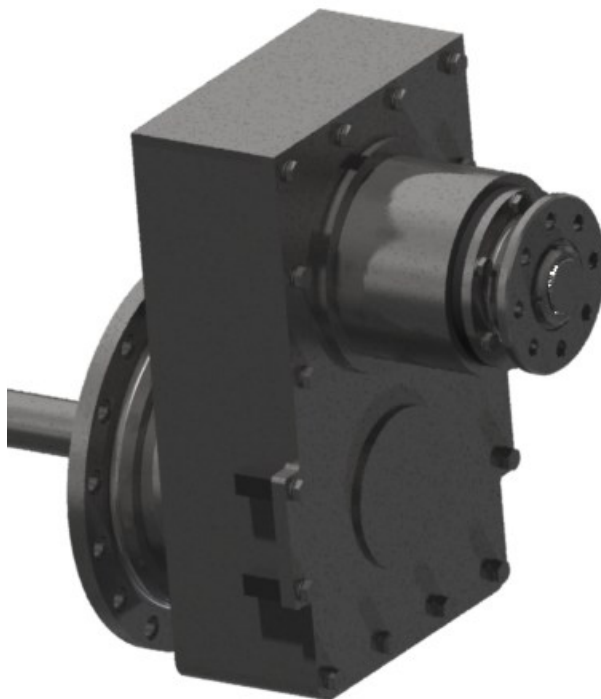
$$F_{Dk} \geq R_a$$

$$4,38 \geq 1,923$$

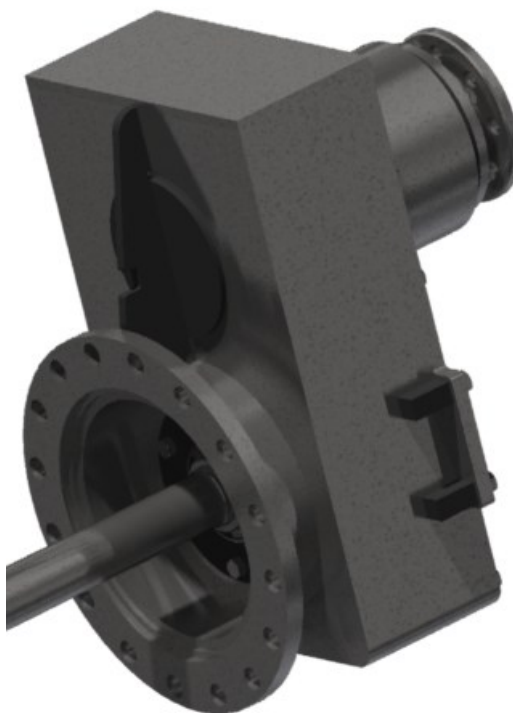
Z výsledku je patrné že seegerův kroužek nám bezpečně unese radiální sílu vzniklou od ozubení $R_a=1,923 \text{ kN}$.

5 Model převodovky

Částí mé práce bylo také vytvoření modelu převodovky z původní výkresové dokumentace.



Obr. 13 – Pohled na převodovku ze směru retardéru



Obr. 14 – Pohled ze směru nákladního vozidla

6 Závěr

Převodovka je určená pro montáž retardéru TELMA FOCAL 3300 na nákladní automobil Tatra 815. Cílem práce bylo posoudit stávající stav převodovky a navrhnout její úpravy. Bylo provedeno rozdělení a popis funkce retardérů. Posouzení a úpravy byly provedeny na základě původní výkresové dokumentace.

Jako vstupní hodnoty do veškerých výpočtů byly použity jmenovité hodnoty retardéru Telma Focal 3300. To způsobilo zkreslení výsledků bezpečnosti. Byly navrženy úpravy ozubeného soukolí. Zjednodušenou pevnostní kontrolou ozubení jsme získali hodnoty součinitele bezpečnosti únavového namáhání v ohybu $S_{f1}=1,084$, $S_{f2}=1,098$ a součinitele bezpečnosti únavového namáhání v dotyku $S_{h1}=0,961$, $S_{h2}=0,961$. Vzhledem ke vstupním hodnotám můžeme tyto hodnoty považovat za vyhovující.

Dále byl proveden rozbor působení sil na ložiska a jejich výpočet. Místo původních kuželíkových ložisek byla vybrána válečková ložiska na levé strany a kuličková ložiska s kosoúhlým stykem na pravé strany. Tyto ložiska byla dále zkontrolována. Životnost navržených válečkových ložisek $L_{10h}=392$ h a $L_{10h}=557,5$ h je nízká, protože výpočty byly provedeny s maximálními hodnotami. Z výsledku je patrné, že nově navržená kuličková ložiska s kosoúhlým stykem, již nejsou zcela vhodná vzhledem k jejich rozdílům v životnosti. Životnost ložiska 2 vyšla $L_{10h}=141$ h, životnost ložiska 4 vyšla $L_{10h}=21893$ h. Při návrhu byl však kladen důraz na co nejmenší změny v původní převodovce, především v rozměrech opracování skříně. Abychom odstranili rozdíly v životnosti ložisek, bylo by třeba přepracovat celou skříň převodovky, a zvolit ložiska s větší únosností.

Poděkování

Rád bych touto cestou poděkoval svému vedoucímu bakalářské práce Ing. Danielu Pišťáčkovi, Ph.D. za odborné vedení a konzultace během studia.

Seznam použité literatury

- [1] HAVLÍK, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. 1. vyd. VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2005, 99 s. ISBN 80-2480-878-1.
- [2] LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. 3. dopl. vyd. Úvaly: Albra – pedagogické nakladatelství, 2006, 914 s. ISBN 80-7361-033-7.
- [3] MORAVEC, V.: *Konstrukce strojů a zařízení II.: Čelní ozubená kola*. 1. vyd. Montanex, a.s. Ostrava, 2001, 291 s. ISBN 80-7225-051-5.
- [4] Eobus.com. [online]. [cit. 2013-25-04]. Dostupné z: <<http://www.eobus.com/admin/ewebeditor/uploadfile/20110211160138141.jpg>>.
- [5] Parma servis. [online]. [cit. 2013-25-04]. Dostupné z: <<http://www.parma.cz/rx153-9-tatra-t815-231-r25-6x6-2-371-eu5-kobit-rz-novy-vuz>>
- [6] NĚMČEK, M. CSNw [počítačový program]. Ver. 3.0. Ostrava, 2011 [cit. 2013-25-04]. Dostupné z: <<http://www.347.vsb.cz/staff/nemcek/SOFTWARE/CZ/1.htm>>
- [7] NĚMČEK, M. Geometrie [počítačový program]. Ver. 3.3. Ostrava, 2012 [cit. 2013-25-04]. Dostupné z: <<http://www.347.vsb.cz/staff/nemcek/SOFTWARE/CZ/1.htm>>
- [8] NĚMČEK, M. Profil [počítačový program]. Ver. 2.0. Ostrava, 2011 [cit. 2013-25-04]. Dostupné z: <<http://www.347.vsb.cz/staff/nemcek/SOFTWARE/CZ/1.htm>>

Seznam příloh

Příloha A – Výkres sestavy	SB3-BP-01.00	A2
Příloha B – Výkres hnaného kola	SB3-BP-01.02	A3